

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **04185562 A**

(43) Date of publication of application: **02.07.92**

(51) Int. Cl.

B60T 8/58

(21) Application number: **02314087**

(22) Date of filing: **21.11.90**

(71) Applicant: **NISSAN MOTOR CO LTD**

(72) Inventor: **MATSUMOTO SHINJI
YAMAGUCHI HIROTSUGU
INOUE HIDEAKI
NAMINO ATSUSHI**

(54) BRAKING FORCE CONTROLLER

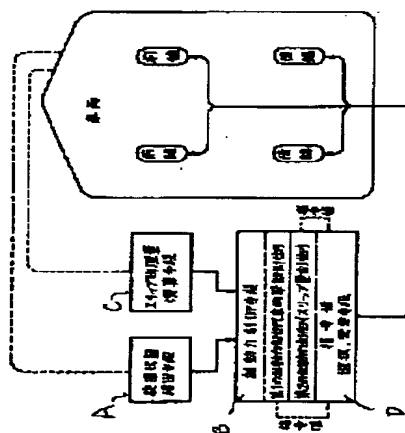
(57) Abstract:

PURPOSE: To achieve more appropriate integration and control for the braking force control in such a control region that the control of vehicle behavior and the control in the degree of wheel slipping are achieved simultaneously, by preceding the braking force control through the control of slipping degree when both of the control methods are not considered to be achieved simultaneously.

CONSTITUTION: While first braking force control is carried out by generating difference in right and left braking forces of wheels to be controlled by a braking force control means B according to the output of a turning condition detection means A, at the time of driving a vehicle, so as to obtain an aimed characteristic of vehicle behavior, second braking force control is also carried out for controlling the braking force so as to define the amount of slip of the wheel in a fixed region based on the output of a physical amount of slip calculation means C. In the region where the first and the second braking force controls are carried out simultaneously, normally, the smaller command value is selected of both of the braking force controls by a command value selection/changing means D, and when the command value to be selected is the one that

reverses the right and left difference in the first braking force control, the command value of the second braking force control is preceded as a control command value.

COPYRIGHT: (C)1992,JPO&Japio



⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

平4-185562

⑬ Int. Cl.

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 平成4年(1992)7月2日

B 60 T 8/58

A

7615-3H

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全12頁)

⑮ 発明の名称 制動力制御装置

⑯ 特 願 平2-314067

⑰ 出 願 平2(1990)11月21日

⑱ 発 明 者	松 本	真 次	神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地	日産自動車株式会社
			内	
⑱ 発 明 者	山 口	博 嗣	神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地	日産自動車株式会社
			内	
⑱ 発 明 者	井 上	秀 明	神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地	日産自動車株式会社
			内	
⑱ 発 明 者	波 野	淳	神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地	日産自動車株式会社
			内	
⑲ 出 願 人	日産自動車株式会社		神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地	
⑲ 代 理 人	弁理士 杉村 暁秀		外5名	

明 細 書

1. 発明の名称 制動力制御装置

2. 特許請求の範囲

1. 前輪及び／又は後輪の左右の制動力を独立に制御可能な車両において、

車両の旋回状態を検出する旋回状態検出手段と、
車輪スリップ量制御で用いるスリップ物理量を算出するスリップ物理量演算手段と、

前記旋回状態検出手段からの出力に応じて制御対象車輪の左右の制動力に差を生じさせ、車両挙動を目標の特性になるよう制動力を制御する第1の制動力制御、及び前記スリップ物理量演算手段の出力に基づき車輪のスリップを所定範囲とするよう制動力を制御する第2の制動力制御の各機能を有する制御手段にして、該第1及び第2の制動力制御の条件が成立する場合において、通常はそれら両制御における制動力制御の指令値を比較して小さい方の指令値を制御対象車輪の制動力制御指令値として選択し、斯く選択される指令値が前記第1の制動力制御の指令値による左右の大小を逆

転するような指令値であるときは、前記第2の制動力制御の指令値を制動力制御指令値として優先させるように指令値の変更をする指令値選択、変更手段を含む制動力制御手段と
を備えることを特徴とする制動力制御装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は制動力制御装置に関し、特に車両の左右輪間の制動力に差を発生させて車両挙動を制御する制動力制御と、車輪スリップ量を制御する制動力制御を行うことのできる制動力制御装置に関する。

(従来の技術)

車両の制動力を制御する装置として、車両左右輪の制動力に差をつけ、これによって車両挙動を制御しようとする制動力制御装置を本出願人が既に提案している(特願平1-250645号)。かかる制動力差を生成させての制動力制御システムは、例えば、旋回制動時車両の回頭性を向上させるなど、積極的に制動力差(ブレーキ液圧差)を利用

した制御（いわゆるアクティブブレーキ）が可能である。本例では車両の実際のヨーレイトと目標ヨーレイトとの偏差をなくすように左右のブレーキ液圧に差をつけて制御するヨーレイトフィードバック方式の液圧制御を行っており、これにより、制動時の操安性に寄与できる。

（発明が解決しようとする課題）

しかし、かように車両挙動を制御することを目的として左右のブレーキ液圧に差を生じさせて制御する場合、アンチスキッドシステム（ABS）搭載車両では、車両挙動制御のための制動力制御とアンチスキッドでのスリップ量制御による制動力制御が同時に実行されるような領域では互いの制御が干渉してしまう。即ち、例えば、車両挙動制御中にアンチスキッド制御が作動すると、各チャンネル独立にブレーキ液圧を減圧してしまうため、左右のブレーキ液圧差が狂ってしまうというように、制御の干渉が生じ、本来の性能が発揮できなくなる場合がある。

本発明の目的は、車両挙動制御と車輪スリップ

量制御とが同時になされるような制御領域での制動力制御において、上述の如き制御の干渉を防止してできる限りそれらの性能を発揮し得るようにすると共に、それらの制御の両立を望めないときにはスリップ量制御による制動力制御を優先させ、もって適切な統合制御を行わせることのできる制動力制御装置を提供することにある。

（課題を解決するための手段）

この発明のため本発明制動力制御装置は第1図に概念を示す如く、前輪及び／又は後輪の左右の制動力を独立に制御可能な車両において、

車両の旋回状態を検出する旋回状態検出手段と、

車輪スリップ量制御で用いるスリップ物理量を算出するスリップ物理量演算手段と、

前記旋回状態検出手段からの出力に応じて制御対象車輪の左右の制動力に差を生じさせ、車両挙動を目標の特性になるよう制動力を制御する第1の制動力制御、及び前記スリップ物理量演算手段の出力に基づき車輪のスリップを所定範囲とするよう制動力を制御する第2の制動力制御の各機能を

有する制御手段にして、該第1及び第2の制動力制御の条件が成立する場合において、通常はそれら両制御における制動力制御の指令値を比較して小さい方の指令値を制御対象車輪の制動力制御指令値として選択し、新しく選択される指令値が前記第1の制動力制御の指令値による左右の大小を逆転するような指令値であるときは、前記第2の制動力制御の指令値を制動力制御指令値として優先させるように指令値の変更をする指令値選択、変更手段を含む制動力制御手段とを備えてなるものである。

（作用）

旋回状態を検出する旋回状態検出手段からの出力に応じて制動力制御手段は、制御対象車輪の左右の制動力に差を生じさせ、車両挙動を目標の特性になるよう制動力を制御する第1の制動力制御を行う一方、スリップ物理量演算手段からの出力に基づき車輪のスリップを所定範囲とするよう制動力を制御する第2の制動力制御を行うが、これら第1及び第2の制動力制御が同時に実行される

領域に該当するときには、その指令値選択、変更手段が、通常は両制御における制動力制御の指令値の小さい方を選択し、かつ、選択される指令値が、第1の制動力制御の左右差を逆転するような指令値である場合には、第2の制動力制御の指令値を制動力制御指令値として優先させるように指令値の変更をする。

これにより、車両挙動制御とスリップ量制御の両制御実行領域での制御において、干渉を防止し、両制御の効果を確保できるのに加えて、選択される指令値が、車両挙動制御の指令値の左右の大小を逆転するような指令値となる場合には車両挙動制御よりスリップ量制御を優先させて制御距離の短縮を図ることを可能とする。

（実施例）

以下、本発明の実施例を図面に基づき詳細に説明する。

第2図は本発明制動力制御装置の一実施例の構成を示す。

適応する車両は、前輪及び／又は後輪の左右の

制動力を独立に制御可能なものであって、本実施例では、前後輪とも左右の制動力（制動液圧）を制御できるものとする。図中1L、1Rは左右前輪、2L、2Rは左右後輪を夫々示す。各車輪は、夫々、ブレーキディスク3L、3R、4L、4Rと、液圧（油圧）の供給によりブレーキディスクを摩擦挾持して各輪毎にブレーキ力（制動力）を与えるホイールシリンダ5L、5R、6L、6Rとを備え、これらブレーキユニットの各ホイールシリンダに圧力サーボユニット（圧力制御ユニット）7からの液圧を供給される時、各車輪は個々に制動される。

圧力サーボユニット7は、これを含んで後述のコントローラと共に制動力制御装置を構成するもので、入力制御信号により油圧発生源8からの油圧を調節し、各輪のホイールシリンダ5L、5R、6L、6Rへ供給する制動液圧（ブレーキ液圧）を制御する。圧力サーボユニット7は、前後輪左右の各液圧供給系（各チャンネル）個々にアクチュエータを含んで構成される。アクチュエータと

しては、アンチスキッド制御（ABS制御）の用にも供する減圧、保圧、増圧制御可能なものを使用する。

上記圧力サーボユニット7では、各供給系の液圧制御用のアクチュエータをもって、入力液圧指令信号、詳しくは前輪液圧指令値 $P_1(CMD)$ 、同右液圧指令値 $P_2(CMD)$ 、後輪左液圧指令値 $P_3(CMD)$ 、同右液圧指令値 $P_4(CMD)$ の各信号に応じ個々に制動液圧 $P_1 \sim P_4$ の調圧をなすものとする。

圧力サーボユニット7への上記の各信号はこれらをコントローラ（コントロールユニット）9から供給し、このコントローラ9には、ステアリングホイール（ハンドル）10の操舵角 δ （ハンドル角）を検出する操舵角センサ11からの信号、ブレーキペダル12の踏込力 F_p を検出する踏力センサ13からの信号、車両に作用する実ヨーレート（ヨー角速度） $\dot{\phi}$ を検出するヨーレートセンサ（ヨー角速度センサ）14からの信号、各車輪の輪荷重 W_1, W_2, W_3, W_4 を検出する輪荷重センサ15、16、17、18からの信号、各車輪毎にその車輪速 $V_{w1}, V_{w2},$

V_{w3}, V_{w4} を検出する車輪速センサ19からの信号等を夫々入力する。

操舵角センサからの信号はそれ自体で車両旋回状態を表すパラメータとして、またはその一部として用いられる。踏力センサからの信号は減速度を表す情報として、またヨーレートセンサからの信号はヨーレートフィードバック（ヨーレート F/B ）方式による液圧制御での制御パラメータとして用いられる。

また、輪荷重センサからの信号は、ヨーレートフィードバック制御時に車輪のロックを回避しつつ目標の制動力差を発生させるよう左右の制動力を制御する場合の制御パラメータとして用いられる。

更に、車輪速センサからの信号は、車速を制御パラメータとして使用する場合の車体速推定のための情報として用いることができると共に、コントローラ9によりなされるアンチスキッド制御に用いられる。

アンチスキッド制御では、本例の如きチャネル

ル、4センサ方式によるものでは、各輪毎の車輪速検出値と、車体速度検出値、スリップ量検出値とを得て、検出車輪速と検出車体速とに応じて制動力を制御し、該当車輪のスリップ量を設定値以下とする制動力制御を行い、これにより左前輪、右前輪、左後輪、右後輪は個々にアンチスキッド制御されて各輪につき最大制動効率が達成されるようになされ、車輪ロックを回避する。

コントローラ9は、入力検出回路、演算処理回路、記憶回路、出力回路などを用いるマイクロコンピュータ等を含んで構成され、旋回状態に応じて車両の左右の制動力に差を生じさせての車両挙動制御を行うときは、即ち旋回時の車両挙動を目標の特性になるように制動力制御をする場合には、基本的には所定入力情報に基づき、その演算処理回路において後述の制御プログラムに従い目標減速度、目標ヨーレート、ヨーレート差分値などを演算し、それら各演算値を用い各輪毎の制動力（ブレーキ力）制御値としての目標のホイールシリンダ液圧値（指令値）を演算して、それに相当

する信号を圧力サーボユニット7へ出力する。これにより、圧力サーボユニット7をして、各輪毎の実際のホイールシリンダ液圧が上記の目標液圧に一致するように油圧発生源8からの油圧を調節せしめ、制動液圧として各ホイールシリンダ5 L, 5 R, 6 L, 6 Rに供給させる。

コントローラ9は、また、スキッドサイクルによるスリップ量制御を行う場合には、その演算処理回路において車体速、車輪加速度、スリップ量などを演算し、それに基づき各輪毎の制動力制御値としての目標のホイールシリンダ液圧値（指令値）を演算する。かかる制御が単独で行われる場合も、上記車両挙動制御が単独で行われる場合と同様、アンチスキッド制御による目標のホイールシリンダ液圧値に相当する信号が出力回路を介して圧力サーボユニット7へ出力され、該ユニットは各輪毎の実際のホイールシリンダ液圧を上記目標液圧に一致させるように、油圧発生源8からの油圧を調節し、各ホイールシリンダに供給する。

更にまた、コントローラ9は、上記車両挙動制

御中にアンチスキッド制御が作動するが如き、両制御が同時的になされるような制御条件が成立するときには、できうる限りそれら本来の性能を発揮させることを狙った統合制御も行う。

即ち、車両挙動制御により左右輪への制動力の制御指令値に差を発生する場合に、アンチスキッド制御の指令値と比較し、通常は、両制御の指令値の小さい方の指令値が選択れるようにし、かつ、選択された指令値が、もし、車両挙動制御の指令値の左右差を逆転する指令値である場合には、車両挙動制御の指令値の出力を禁止し、アンチスキッド制御の指令値が優先されるようにするための処理をも実行する。それ故、コントローラ9は、かかる両制御実行領域に該当するケースでの最終的な制動力制御指令値 P_j (CMD) ($j=1\sim4$)の設定手段をも構成する。

第3図は、コントローラ9により実行される上記の車両挙動制御及びアンチスキッド制御実行領域での制動力制御指令値の選択、切換え処理を含む制動力制御プログラムの一例を示すフローチャ

ートである。本プログラムは一定時間毎に実行される。

まず、ステップ101では、前記各センサからの信号に基づき、操舵角 δ 、ブレーキ踏力 F_p 、実ヨーレート $\dot{\phi}$ 、各輪の車輪速 V_{wj} ($j=1\sim4$)、各輪の輪荷重 W_j ($j=1\sim4$)を夫々読み込む。

続くステップ102では、車体の速度を推定すると共に、各輪の車輪加速度 \dot{V}_{wj} ($j=1\sim4$)を求める。即ち、 V_{wj} により車体速を演算により求めるが、例えばFR車の場合はその非駆動輪である前2輪の車輪速 V_{w1} 、 V_{w2} を用いて、

$$V = (V_{w1} + V_{w2}) / 2$$

として V 値を求め、これを車速値とする。また、車輪加速度 \dot{V}_{wj} については V_{wj} の微係数でこれを求めることとする。

上記で演算の車速値、車輪加速度値は、前者は以下のヨーレートフィードバック（ヨーレート F/B ）制御による車両挙動制御での目標ヨーレート演算処理（ステップ104）等、及び後述のアンチスキッド（ABS）制御でのスリップ量演算処理（ス

テップ107）等に適用され、後者は同じくアンチスキッド制御での各輪の車輪加速度の目標値からの偏差を求める処理（ステップ108）等に適用される。

次に、ステップ103でブレーキ踏力 F_p 値を用い、次式に従って目標減速度 G_{req} を演算する。

$$G_{req} = K_1 \times F_p \quad \dots(1)$$

上記で K_1 は比例定数であり、ここでは、車両の目標減速度はブレーキ踏力に比例するものとして扱う。

次に、制御時のヨーレートフィードバック制御のため、ここでは、ステップ104で前記車速 V 値と舵角 δ より、目標ヨーレート（目標ヨー角速度） $\dot{\phi}_{req}$ を演算する。目標ヨーレートの演算については、本実施例では、次式に従って求めることとする。

$$\dot{\phi}_{req} = \frac{\delta \times V}{A (1 + K_2 \times V^2)} \quad \dots(2)$$

ここで、(2)式の $\dot{\phi}_{req}$ は、任意の舵角、車速が与えられたときの目標旋回半径 R_{req} との関係で求められ、 R_{req} は次式(3)に従って求められる。

$$R_{rer} = A \times (1 + K_2 \times V^2) / \delta \quad \dots (3)$$

ここに、A は車両のホイールベースとステアリングギヤ比によって決まる定数、 K_2 は車両のステア特性を表す定数である。

一般に、運転し易いとされているステア特性は、いわゆる弱アンダーステア特性といわれており、これは(3)式中の K_2 を、 $K_2 > 0$ かつ $K_2 \approx 0$ 、即ち舵角 δ を固定したままで車体速 V を上げた場合でも旋回半径があまり増加しないようなステア特性と表現できる。従って、この好ましいステア特性を得るためには、任意の δ 、 V が与えられたときの R_{rer} を求め、この R_{rer} との関係($\phi_{rer} = V / R_{rer}$)で ϕ_{rer} 値を求めることになる。

次にステップ105では、上記のステップ104で求めた目標ヨーレイト ϕ_{rer} と実際のヨーレイト ϕ (検出実ヨーレイト)との差であるヨーレイト差分値 $\Delta\phi$ を次式に従って演算する。

$$\Delta\phi = \phi_{rer} - \phi \quad \dots (4)$$

上記のようにして、目標減速度 G_{rer} 、目標ヨーレイト ϕ_{rer} 、ヨーレイト差分値 $\Delta\phi$ を算出し

W : 車両重量

$$\alpha_j : (2 \times \alpha_j \times \mu p_j \times r p_j / r_j)$$

簡単のため、左右同一側の前後輪の目標ホイールシリンダ液圧を等しい(即ち、 $P_{1A}(S) = P_{2A}(S)$ 、 $P_{3A}(S) = P_{4A}(S)$)と仮定し、また、 $\alpha_1 = \alpha_3 = \alpha_f$ (f :フロント)、 $\alpha_2 = \alpha_4 = \alpha_r$ (r :リア)とすると、上記(6)式は、次式(7)のように表すことができる。

$$G_{rer} = \frac{1}{W} \times (\alpha_f + \alpha_r) \times (P_{1A}(S) + P_{2A}(S)) \quad \dots (7)$$

ここで、前記(4)式で求めたヨーレイト差分値 $\Delta\phi$ を零とするような、即ち車両の実際のヨーレイト ϕ と目標ヨーレイト ϕ_{rer} との偏差をなくするようなヨーイングトルクを左右の制動液圧差によって車両に発生させるための目標ホイールシリンダ液圧差(左右輪の制動力差)は、このときの $\Delta\phi$ に対するヨーレイトフィードバック制御におけるフィードバックゲインを K_2 とおけば、次式(8)で与えられる。

$$P_{1A}(S) - P_{2A}(S) = K_2 \cdot \Delta\phi \quad \dots (8)$$

たならば、次いで、ステップ106において、車両挙動制御のための各車輪毎の目標ホイールシリンダ圧 $P_{jA}(S)$ ($j=1 \sim 4$)を演算する。

実際のホイールシリンダ液圧 P_j ($j=1 \sim 4$)と制動力 F_j ($j=1 \sim 4$)との関係は、車輪のスリップが十分に小さいとすると、次式(5)で表せる。

$$F_j = P_j \times \frac{2 \times a_j \times \mu p_j \times r p_j}{r_j} \quad \dots (5)$$

ただし、上記で a_j 等($j=1 \sim 4$)は次を表す。

a_j : ホイールシリンダ面積

μp_j : パッドとディスクロータ間の摩擦係数

$r p_j$: ディスクロータの中心からパッドまでの距離

r_j : タイヤ回転半径

従って、目標減速度 G_{rer} と目標ホイールシリンダ圧 $P_{jA}(S)$ の間には、次式(6)の関係が成立する。

$$G_{rer} = \frac{1}{W} \sum_{j=1}^4 \alpha_j \cdot P_{jA}(S) \quad \dots (6)$$

ただし、 W 、 α_j ($j=1 \sim 4$)は次を表す。

そして、前記(7)、(8)式から、 $P_{1A}(S) \sim P_{4A}(S)$ は、

$$P_{1A}(S) = \frac{1}{2} \{ G_{rer} \times W / (\alpha_f + \alpha_r) + K_2 \times \Delta\phi \} \quad \dots (9-1)$$

$$P_{2A}(S) = \frac{1}{2} \{ G_{rer} \times W / (\alpha_f + \alpha_r) - K_2 \times \Delta\phi \} \quad \dots (9-2)$$

$$P_{3A}(S) = P_{1A}(S) \quad \dots (9-3)$$

$$P_{4A}(S) = P_{2A}(S) \quad \dots (9-4)$$

と求められる。

上記ステップ106で(9-1)～(9-4)式により求められる $P_{jA}(S)$ 値は、先に触れた如く車両挙動制御(ここではヨーレイトフィードバック制御)により決定される液圧指令値であって、ここでは、(9-1)及び(9-2)式に着目していえば、該制御が単独で実行されるときは、 $\frac{1}{2} \cdot G_{rer} \times W / (\alpha_f + \alpha_r)$ 値を基準液圧値として、前輪の左右のホイールシリンダ液圧の片側増圧($\frac{1}{2} \cdot K_2 \cdot \Delta\phi$)、片側減圧($\frac{1}{2} \cdot K_2 \cdot \Delta\phi$)で制動力差を左右間に発生さ

せることを意味する（第5図(a)~(c)、及び第6図の $t_0 \sim t_1$ 間参照）。後輪左右についても、(9-3)、(9-4)式に示される如く、上記に準ずる。

次に、本実施例では、前記ステップ106に続くステップ107~110において、アンチスキッド制御での液圧指令値としての前後輪左右の各輪毎の目標ホイールシリンダ液圧 $P_{js}(S)$ ($j=1 \sim 4$)の算出処理を行う。

まず、ステップ107では、各輪のスリップ量 S_j ($j=1 \sim 4$)につき、前記車速 V 値、車速 V_{wj} 値を用い次式に従いこれを求める。

$$S_j = V - V_{wj} \quad \dots 00$$

更に、ステップ108で次式に従い各輪の車輪加速速度の差分 ΔV_j ($j=1 \sim 4$)を演算する。

$$\Delta V_j = V_{ror} - V_{wj} \quad \dots 00$$

ここで、上記 V_{ror} は目標となる車輪加速速度であって、予め設定した一定値（例えば、-1.3G）でもよいし、あるいは前述の目標減速度 G_{ror} の関数としてもよい。

次のステップ109では、上述のように演算して

$$P_{js}(S) = \frac{1}{2} \times G_{ror} \times W / (\alpha_r + \alpha_r) - \Delta P_j \quad \dots (13-2)$$

$$P_{js}(S) = \frac{1}{2} \times G_{ror} \times W / (\alpha_r + \alpha_r) - \Delta P_j \quad \dots (13-3)$$

$$P_{js}(S) = \frac{1}{2} \times G_{ror} \times W / (\alpha_r + \alpha_r) - \Delta P_j \quad \dots (13-4)$$

で求められる。

こうして上記の演算で $P_{js}(S)$ 値を決定するが、これらはアンチスキッド制御により決定される液圧指令値であり、アンチスキッド制御が単独で実行されるときは、各輪のホイールシリンダ液圧は上記目標値に依存して制御されることになる。

さて、ステップ110の後、本プログラム例では、続くステップ111において車両挙動制御による制動力制御とアンチスキッド制御での制動力制御の両者が同時的になされるタイミングにあるかどうかについてチェックし、答がYesの場合は後述のステップ113以下へ進むが、Noの場合にはステップ112で液圧指令値 P_j (CMD) ($j=1 \sim 4$)を該当制御目標値に設定する。例えば、ヨーレイトフィー

求めたスリップ量 S_j と車輪加速速度の差分 ΔV_j より、各輪のホイールシリンダ液圧の減圧量 ΔP_j ($j=1 \sim 4$)を次式に従い算出し決定する。

$$\Delta P_j = K_s \times S_j + K_a \times \Delta V_j \quad \dots 02$$

ここに、 K_s 、 K_a は、夫々スリップ量 S_j 、車輪加速速度の差分 ΔV_j に対する重みを表す定数である。

しかして、上記ステップ107~109実行後、ステップ110において、アンチスキッド制御の場合の各輪毎の目標ホイールシリンダ液圧 $P_{js}(S)$ を演算する。これは、次のようにして行う。

即ち、前述のヨーレイトフィードバック制御が行われない場合の各輪の目標ホイールシリンダ液圧を考えると、それは前記(9-1)~(9-4)式より、 $P_{js}(S) = \frac{1}{2} \times G_{ror} \times W / (\alpha_r + \alpha_r)$ であるので、アンチスキッド制御による各輪の目標ホイールシリンダ液圧 $P_{js}(S)$ は、これと前記02式より夫々、

$$P_{js}(S) = \frac{1}{2} \times G_{ror} \times W / (\alpha_r + \alpha_r) - \Delta P_j \quad \dots (13-1)$$

ードバック制御単独であれば、前記(9-1)~(9-4)での算出目標ホイールシリンダ液圧値 $P_{js}(S)$ を最終的な指令値 P_j (CMD)として設定し、後述のステップ115~117を実行して本プログラムを終する。

第6図の時刻 $t_0 \sim t_1$ 間での制動力制御は、かかるケースでの例えば前輪左右のホイールシリンダ液圧の様子を示しており、該期間ではヨーレイトフィードバック制御のみが実行されることになる。また、アンチスキッド制御単独の場合も上記に準じて P_j (CMD)値の設定処理が行われる。

これに対し、ステップ111からステップ113以下へ進むとき、例えば、第6図の時刻 t_2 以降のようにヨーレイトフィードバック制御中にアンチスキッド制御が作動するような領域に該当するとき（時刻 $t_2 \sim t_3$ ）には、ステップ113以下において、通常は、各輪毎に車両挙動制御とアンチスキッド制御の指令値、即ち前述した目標ホイールシリンダ液圧値の小さい方を選択することにより、両制御の効果を確保し、選択された各指令値が、車両

挙動制御の指令値の左右差を逆転するような指令値である場合には、車両挙動制御よりもアンチスキッド制御を優先させるようにするための処理を実行する。

まず、ステップ113では、ヨーレイトフィードバック制御による各輪の目標ホイールシリンダ液圧 $P_{jA}(S)$ 値と、アンチスキッド制御による各輪の目標ホイールシリンダ液圧 $P_{jB}(S)$ のうち、小さい方の値を出力する目標ホイールシリンダ液圧値、即ち液圧指令値 $P_j(CMD)$ として選択する。通常は、こうしてヨーレイトフィードバック制御による目標ホイールシリンダ液圧 $P_{jA}(S)$ とアンチスキッド制御による目標ホイールシリンダ液圧 $P_{jB}(S)$ の小さい方が選択され、これにより両方の制御効果を確保するようにする。

これを例をもって示せば、第5図(a)、(b)の如くなる。

第5図(a)、(b)、(c)は、後述のアンチスキッド制御優先の場合を含めて示す前輪左右を対象とした目標ホイールシリンダ液圧選択の一例で、図中、

が夫々小さな値のものとして選択される結果、アンチスキッド制御も可能であるし、かつまた、最終発生差圧は矢印 y_b に示すように、ヨーレイトフィードバック制御による差圧(矢印 x_b)と同じ方向性をもって発生させられることから、左右輪間での差圧を生成させての車両挙動制御の効果も発揮させるようにすることもできる。第6図の例でいえば、このような通常選択のパターンは、時刻 $t_1 \sim t_2$ 間での制動力制御に該当することになり、通常はこうして両方の制御効果を確保するのである。

しかして、前記ステップ113で選択された各指令値が、もしヨーレイトフィードバック制御の指令値の左右差を逆転するような指令値である場合には、ヨーレイトフィードバック制御よりもアンチスキッド制御を優先させるようになる。このため、ステップ114で指令値の切換え制御を実行する。

第4図は該選択切換制御のサブルーチンの一例で、ここでは前輪左右を対象とした場合を示して

矢印 $x_a \sim x_c$ はヨーレイトフィードバック制御によるとした場合の左右間の差圧、矢印 $y_a \sim y_c$ は最終的な選択指令値によって同左右間で最終的に発生させる差圧を示し、また、斜線部分はアンチスキッド制御によるものであることを表す。

同図(a)及び(b)はが通常選択の場合であって、同図(a)のケースでは、左輪側は、ヨーレイトフィードバック制御での目標ホイールシリンダ液圧値 $P_{1A}(S)$ よりもアンチスキッド制御による目標ホイールシリンダ液圧値 $P_{1B}(S)$ が小さいので、これらの比較により、指令値 $P_1(CMD)$ としては上記 $P_{1B}(S)$ 値が選択され、同様にして、右輪側についても小さな値の $P_{2B}(S)$ 値が指令値 $P_2(CMD)$ として選択されることになる。結果、最終発生差圧は矢印 y_a に示す如き量、及び向きをもって左右間で発生せしめられ、両制御実行領域でも干渉を防いで、夫々の本来の性能できるだけ発揮させることが可能である。

また、同図(b)のケースも上記に準じて選択が行われ、左輪側は $P_{1B}(S)$ 値が右輪側は $P_{2A}(S)$ 値

いる。ステップ201で、まず、ヨーレイトフィードバック制御による左右の目標ホイールシリンダ液圧値 $P_{1A}(S)$ と $P_{2A}(S)$ とを比較判別し、その答がYesならば次のステップ202でアンチスキッド制御による目標ホイールシリンダ液圧値 $P_{1B}(S)$ が上記 $P_{2A}(S)$ 値以上か否かを判断し、答がYesのときはそのまま本プログラムを終了する。この場合は、前記第3図のステップ113で選択された $P_j(CMD)$ 値がそのまま最終的な制動力制御指令値とされ、既述した通常選択パターンが維持されることになる。

これに対し、第4図のステップ202の答がNoの場合にはステップ203へ進み、ここで $P_j(CMD)$ 値(ただし、 $j=1, 2$)を強制的にアンチスキッド制御による目標値 $P_{jB}(S)$ (ただし、 $j=1, 2$)に設定し、本プログラムを終了する(換言すれば、ヨーレイトフィードバック制御の目標値の適用を禁止する)。

また、前記ステップ201の答がNoの場合には、ステップ204で $P_{2B}(S)$ 値が $P_{1A}(S)$ 値以上であ

るか否かを判別し、その答がYes のときはそのまま本プログラムを終了する一方、答がNo のときには、ステップ205 で同様にして指令値のアンチスキッド制御によるものへの切換え処理を実行して本プログラムを終了する。

上記のように一定条件下でアンチスキッド制御による指令値を優先して適用するのは、次のような観点からである。即ち、規準したように、両制御実行領域での干渉を防ぐため、通常はヨーレイトフィードバック制御とアンチスキッド制御の目標ホイールシリンダ液圧値のうちの小さい方の値を指令値として制御するものであるが、ヨーレイトフィードバック制御で狙う制御と逆方向の制御が行われるような場合には、ヨーレイトフィードバック制御による車両挙動制御の効果がないため、通常選択パターンに依存して小さな方の値を指令値として選択しても意味はなく、それ故かかる条件下ではアンチスキッド制御そのものを適用した方が制動距離の短縮を図れる点からみてよい。そこで、アンチスキッド制御を優先させるように

することとしたものである。

より詳しくいえば、第5図(c)に示すような P_{1a} (S) 値、 P_{2a} (S) 値、 P_{1b} (S) 値及び P_{2b} (S) 値の関係のケースでは、通常選択パターンに従って選択したものを指令値として決定すると、矢印Zに示すように、矢印 X_c に対して差圧が逆転してしまい、同図(a)や(b)の場合と異なり、ヨーレイトフィードバック制御による効果はでないことになる。従って、このような場合には、いずれか小さな方の値のものを選択して指令値とするという選択の態様を変更し、第5図(c)の場合には、右輪側もアンチスキッド制御による目標ホイールシリンダ液圧値 P_{2b} (S) を選択することとしてアンチスキッド制御を優先させる。第6図に示す時刻 $t_1 \sim t_2$ 間がこのようなケースに該当する場合の例であり、アンチスキッド制御優先となっている。即ち、ヨーレイトフィードバック制御で左右輪に差圧を発生させ、車両挙動制御しようとしているのに、最終的に選択れる指令値が、その差圧と逆の差圧を発生するような指令値であるならば、ヨーレイ

トフィードバック制御の効果はでないのであるから、そのときは、少しでも制動力を出すためにも、アンチスキッド制御のみにするのである。

こうして、制動時の操安性向上(アクティブブレーキ)制御と、車輪ロック付近のアンチスキッド制御領域で制動力が抜けるのを防止することもできる。

前記第3図のステップ113 では、以上のような指令値の選択切換えのための処理を実行し、ステップ115、116で該当する場合は P_j (CMD) 値を値0とする処理を実行する。即ち、設定された最終的な指令値 P_j (CMD) が負値となる場合も起こり得るが、その場合は P_j (CMD) 値、即ち目標ホイールシリンダ液圧を0とすればよく、次のステップ117 でブレーキ液圧制御処理を実行し、本プログラムを終了する。

該処理内容は、各輪毎の液圧指令値 P_j (CMD) に相当する制御信号を個々に決定して圧力サーボユニット7に出力する処理から成り、これら信号の圧力サーボユニット7への供給により、上記

P_j (CMD) に従って実際のホイールシリンダ液圧 P_j (油圧) が調節されて各輪毎のホイールシリンダ5 L、5 R、6 L、6 Rに与えられることになる。

以上のような制御により、たとえヨーレイトフィードバック制御中にアンチスキッド制御が作動するような場合においても、互いの制御の干渉を防止し、かつヨーレイトフィードバック制御の効果がでないときはアンチスキッド制御を優先させて得て適切な統合制御を行わせることができる。

なお、上記実施例では、制動力差を発生させての車両挙動制御はヨーレイトフィードバックを使用し、また、その場合に前記ヨーレイト差分値 $\Delta\phi$ に対するフィードバック制御方法として、いわゆる比例制御方式を用いたが、これに限らず、微分動作、積分動作のいずれか一方または両方を加えた制御方法としてもよい。このようにするときは、目標ヨーレイトに対する車両の実ヨーレイト応答性や安定性を向上することができる。

また、ヨーレイトフィードバックを使わない制

御でも実施することができる。

更にまた、本実施例では、アンチスキッド制御方法として、前述のように S_i ($=\Delta V_i$) と ΔV_i のフィードバック制御方法としているが、 S_i のみや ΔV_i のみの制御としてもよく、更に積分動作も含めた制御方法としてもよい。

(発明の効果)

本発明制動力制御装置によれば、車両挙動制御とスリップ量制御の制動力制御が競合する場合、通常は車両挙動制御とスリップ量制御の指令値の小さい方を選択して両制御の効果を確保することができると共に、選択指令値が車両挙動制御の左右の大小を逆転するような指令値であるときはスリップ量制御を優先させることができるものであるから、たとえ車両挙動制御中にスリップ量制御が作動するような場合にも制御の干渉を防いで適切な制動力制御を行え、また、上記の条件下でのスリップ量制御の優先はこれにより制動力を増加させ得て制動距離の短縮を図ることができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明制動力制御装置の概念図、

第2図は本発明制動力制御装置の一実施例を示すシステム図、

第3図は同例でのコントローラの制御プログラムの一例を示すフローチャート、

第4図は制御プログラムの指令値選択切換制御のサブルーチンの一例を示すプログラムフローチャート、

第5図は制御プログラムでの制御内容の説明に供するための目標ホイールシリング液圧選択の一例を示す図、

第6図は同じく制動力制御の時系列データの一例を示す図である。

1L, 1R…左右前輪

2L, 2R…左右後輪

3L, 3R, 4L, 4R…ブレーキディスク

5L, 5R, 6L, 6R…ホイールシリング

7…圧力サーボユニット

8…油圧発生源

9…コントローラ

10…ステアリングホイール

11…操舵角センサ

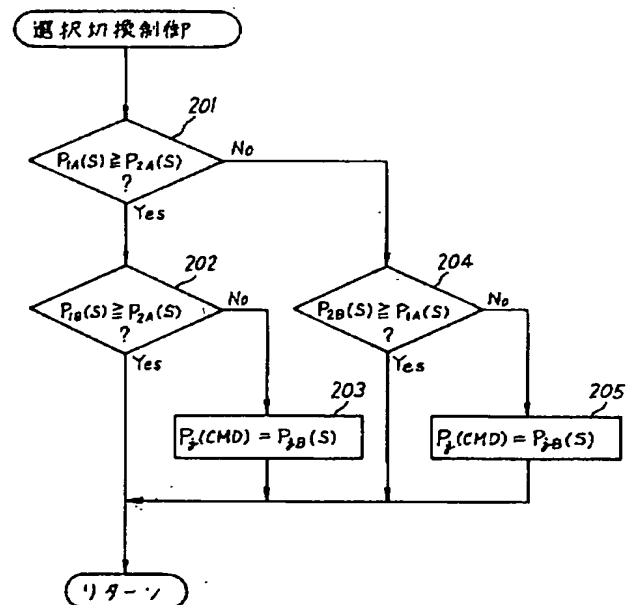
12…ブレーキペダル

13…踏力センサ

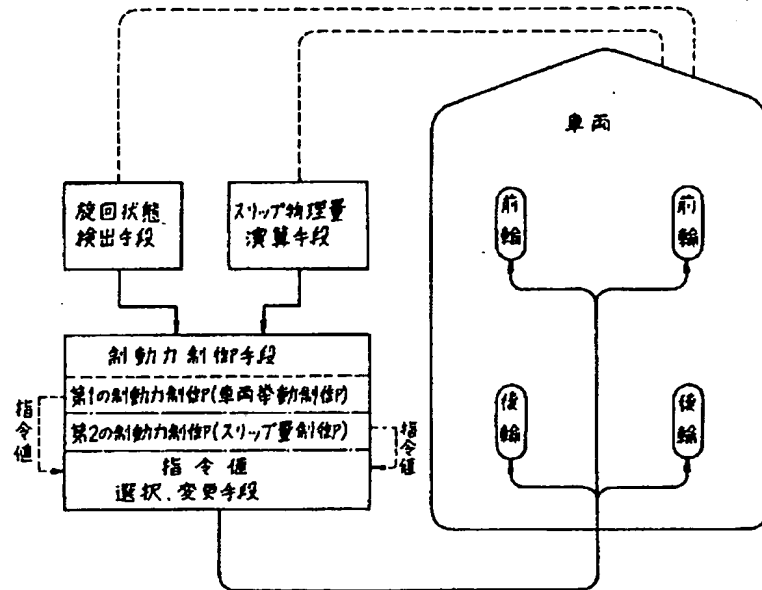
14…ヨーレートセンサ

15～18…車輪速センサ

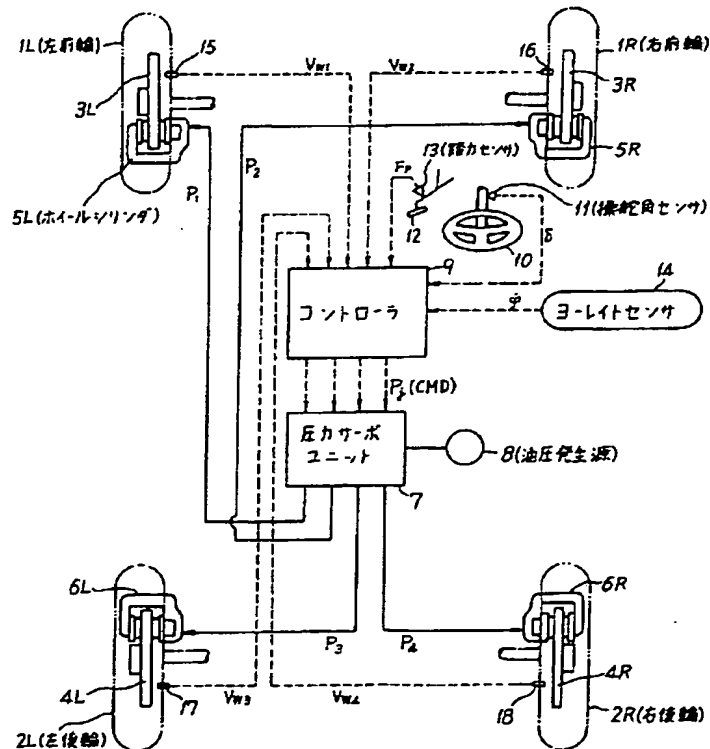
第4図



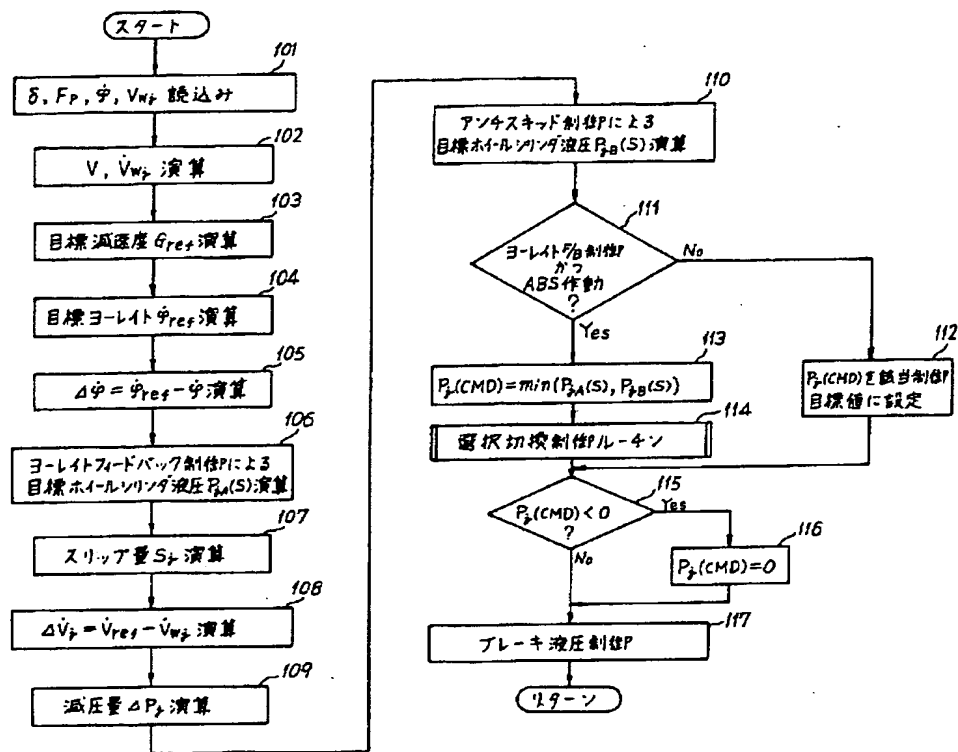
第 1 図



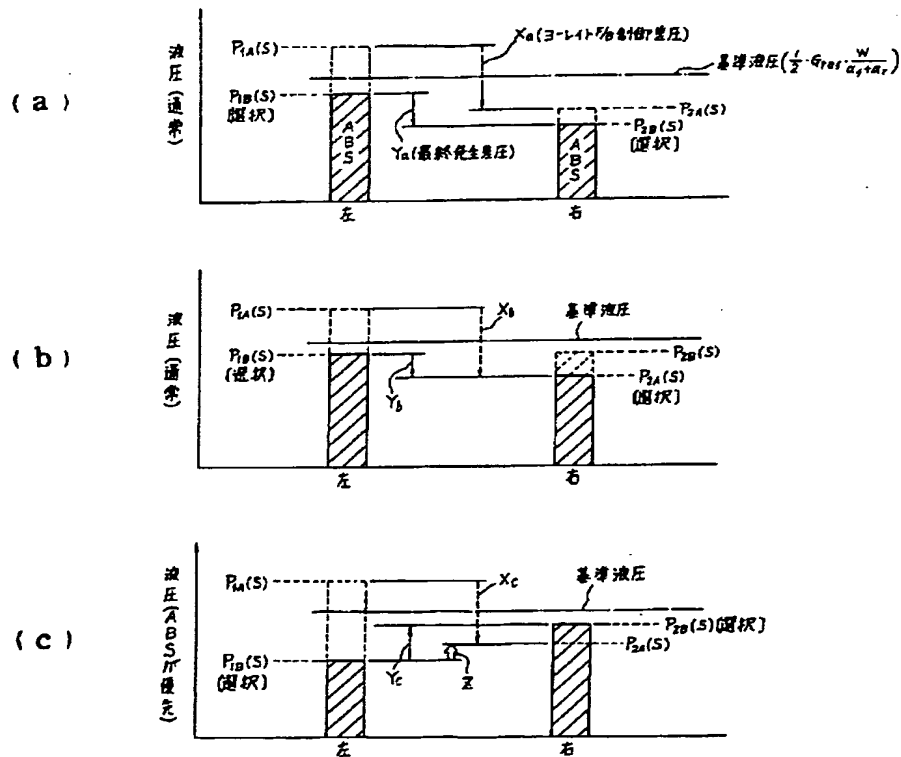
第 2 図



第3図



第5図



第6図

